

УДК 621.225.2; 621.865.8

Расчёт исполнительных гидроцилиндров экзоскелета

А.А. Верейкин, студент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»*

Научный руководитель: Д.Б. Кулаков, к.т.н., доцент

*Россия, 105005, г. Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана,
кафедра «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика»
averina@power.bmstu.ru*

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время большое внимание уделяется увеличению производительности труда и повышению эффективности выполняемых работ в экстремальных областях деятельности человека. Это ликвидация последствий различных техногенных и природных катастроф, решение задач, связанных с манипулированием и транспортированием грузов специального назначения в военной области. Там, где это возможно, применяются самоходные колесные или гусеничные шасси с установленными на них манипуляторами, средствами наблюдения и другим оборудованием. Однако часто приходится выполнять работы в зданиях, в кабинах различной техники, т.е. в условиях, изначально созданных для человека, с учетом его кинематики тела и массы. В мире уже продолжительное время ведутся активные работы по созданию как антропоморфных роботов с массогабаритными параметрами человека, так и роботизированных экзоскелетов. Первые предназначены для выполнения работ, типичных для человека, без его непосредственного участия в области проведения работ. Вторые предназначены для физической разгрузки человека, выполняющего работы, что позволяет манипулировать и переносить различные грузы с использованием меньшего числа людей.

Ниже приведены наиболее известные работы по созданию экзоскелетов:

1) Raytheon Sarcos Exoskeleton XOS 1 и XOS 2 (первое и второе поколения), представлены американской компанией Sarcos Incorporated соответственно в 2008 и 2010 годах (рис. 1, рис.2 соответственно).



Рис. 1. Проект XOS 1



Рис. 2. Проект XOS 2

- 2) Power Loader, данный проект был представлен подразделением Activelink японской компании Panasonic в 2010 году (рис. 3, рис. 4).



Рис. 3. Power Loader



Рис. 4. Power Loader

- 3) HULC Exoskeleton, проект представлен американской компанией Lockheed Martin Corporation в 2010 году (рис.5, рис.6).

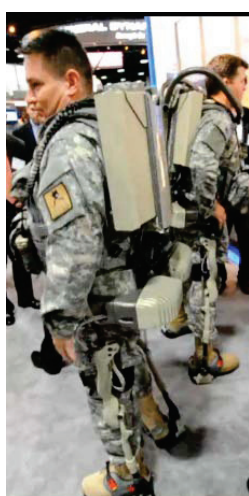


Рис. 5. Проект HULC



Рис. 6. Проект HULC

- 4) Berkeley Lower Extremity Exoskeleton (BLEEX) и ExoHiker, представленные американской компанией Berkeley Bionics в 2005 году (рис.7, рис.8 соответственно).

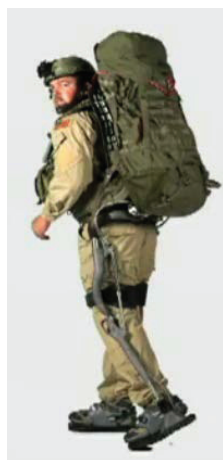


Рис. 7. Проект BLEEX



Рис. 8. Проект ExoHiker

На данный момент в РФ наблюдается значительное отставание в этой области техники. И на сегодняшний день не удалось найти ссылок на конкурентоспособные отечественные образцы экзоскелетов. Поэтому разработка исполнительного механизма экзоскелета и исследование его параметров и характеристик представляется целесообразной и актуальной. При этом в качестве привода целесообразно использовать электрогидравлические следящие приводы (ЭГСП), поскольку они имеют хорошие динамические свойства и массогабаритные параметры.

Среди задач, возникающих при разработке экзоскелета, можно выделить:

1. формирование кинематической структуры исполнительного механизма экзоскелета, обеспечивающего требуемые движения выполняемые человеком при подъеме и переносе полезной нагрузки по пересеченной местности;
2. определение нагрузочных характеристик приводов, устанавливаемых в сочленениях исполнительного механизма;
3. проектирование исполнительных гидродвигателей, устанавливаемых в сочленениях, обеспечивающих максимальную энергоемкость гидропривода за счет минимизации его массы.

1. Синтез кинематической структуры исполнительного механизма экзоскелета.

Одной из важнейших задач, возникающих в процессе создания экзоскелета, представляется анализ кинематики исполнительного механизма. Задача состоит, прежде <http://sntbul.bmstu.ru/doc/569290.html>

всего, в необходимости синтезировать кинематическую схему экзоскелета, полностью обеспечивающую необходимые в процессе работы степени подвижности, которые, в свою очередь, определяются предложенной моделью человеческого тела.

Наиболее важным критерием выбора пути синтеза кинематической схемы было выбрано условие, согласно которому экзоскелет должен налагать на человека как можно меньше ограничений, то есть не мешать человеку в его движениях. Это условие было обосновано тем, что сила, действующая со стороны экзоскелета на человека, должна быть равна нулю.

1.1 Условия синтеза кинематической структуры экзоскелета.

В качестве модели человеческого тела была выбрана модель, предложенная программным комплексом (ПК) Catia (Computer Aided Three-dimensional Interactive Application) V5, представляющим собой систему автоматизированного проектирования (САПР), в подмодуле “Human Activity Analysis” модуля “Ergonomics Design & Analysis”.

Данный ПК учитывает достаточное количество степеней подвижности человека, а также предлагает диапазоны изменения обобщённых координат по всем сочленениям, основанные на проведённых антропометрических исследованиях, позволяет проводить “эргономичное проектирование” и обладает рядом иных полезных функций.

1.2 Процесс синтеза кинематической структуры экзоскелета

В процессе синтеза кинематической структуры экзоскелета был проведён анализ возможности обеспечения исполнительным механизмом следующих степеней подвижности органов человека:

1. Стопа.

1.1 Тангаж (dorsiflexion/plantar flexion). Исполнительным механизмом обеспечивается тангаж стопы от -25° (рис.9) до 38° (рис.10) с полным соблюдением всех наложенных ограничений.

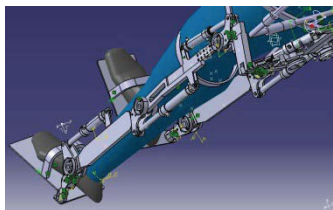


Рис. 9. Положение исполнительного механизма, соответствующее углу тангажа стопы человека в -25°

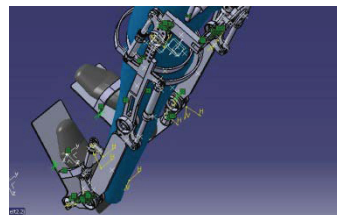


Рис. 10. Положение исполнительного механизма, соответствующее углу тангажа стопы человека в 38°

В то же время может быть обеспечен тангаж, больший по величине, но с некоторыми отклонениями от заданных степеней свободы исполнительного механизма. Например, тангажу в -50° (предельное значение для человека) соответствует следующее положение исполнительного механизма (рис.11):

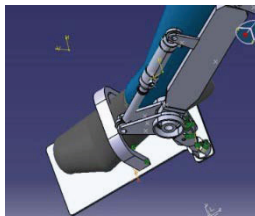


Рис. 11. Положение исполнительного механизма, соответствующее углу тангажа стопы человека в -50°

Как видно из иллюстрации, заданное положение стопы человека может быть обеспечено при небольшом скольжении ремня, которым крепятся стопы человека и экзоскелета, что достижимо в действительности.

1.2 Крен (eversion/inversion). Исполнительным механизмом обеспечивается крен стопы от -5° (рис.12) до 20° (рис.13) с полным соблюдением всех наложенных ограничений.



Рис. 12. Положение исполнительного механизма, соответствующее углу крена стопы человека в -5°



Рис. 13. Положение исполнительного механизма, соответствующее углу крена стопы человека в 20°

2. Голень.

2.1 Flexion/extension. Исполнительным механизмом обеспечивается flexion/extension от 0° до 7° с полным соблюдением всех наложенных ограничений.

2.2 Medial rotation/lateral rotation. Исполнительным механизмом обеспечивается medial rotation/lateral rotation от -43° до 35° с полным соблюдением всех наложенных ограничений.

3. Бедра.

3.1 Flexion/extension. Исполнительным механизмом обеспечивается flexion/extension от -13° до 11° с полным соблюдением всех наложенных ограничений.

3.2 Abduction/adduction. Исполнительным механизмом обеспечивается abduction/adduction от -13° до 9° с полным соблюдением всех наложенных ограничений.

3.3 Medial rotation/lateral rotation. Исполнительным механизмом обеспечивается Medial rotation/lateral от -2° до 45° с полным соблюдением всех наложенных ограничений.

1.3 Совмещение сред анализа и разработки. Получение диапазонов изменения обобщённых координат сочленений исполнительного механизма экзоскелета.

В результате анализа, проведённого в ПК CATIA, были выявлены некоторые недостатки данного ПК, объясняющиеся неоднозначностью решения обратной задачи кинематики. На стадии разработки конструкции было решено совместить среды анализа и разработки, то есть проводить анализ в ПК SolidWorks. Был проведён анализ, аналогичный приведённому в п.1.2. Так, например, углу flexion/extension для бедра в 60° соответствует следующее положение исполнительного механизма:

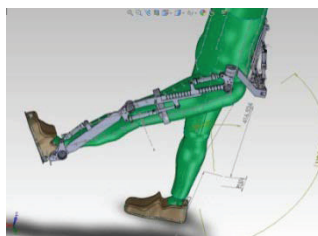


Рис. 14. Положение исполнительного механизма, соответствующее углу flexion/extension для бедра в 60°

1.4 Предложенный вариант кинематической структуры исполнительного механизма экзоскелета.

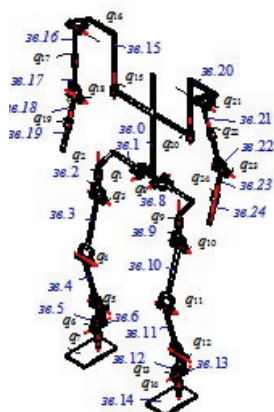


Рис. 15. Предложенный вариант кинематической структуры исполнительного механизма экзоскелета

После выбора кинематической структуры исполнительного механизма приступим к расчёту исполнительного гидроцилиндра.

2. Расчёт исполнительного гидроцилиндра.

2.1 Исходные данные для расчёта гидроцилиндра.

Покажем методику расчёта на примере одного сочленения, оснащённого гидроприводом.

Для проведения расчёта гидроцилиндра необходимо получить численные значения следующих величин:

V_{max} - максимальная скорость движения выходного звена привода (достигается при отсутствии нагрузки на выходном звене привода, т.е. при т.н. холостом ходе исполнительного гидродвигателя);

P_{max} - сила полного торможения выходного звена гидропривода;

u_{max} - максимальное перемещение выходного звена привода из одного крайнего положения в другое.

Чтобы найти указанные величины, построим нагрузочную диаграмму исполнительного механизма, внешнюю механическую характеристику гидропривода, а также нагрузочную диаграмму гидропривода, являющуюся определяющей для искомых параметров. Используется методика, подробно изложенная в работе [1].

2.2 Построение нагрузочной диаграммы исполнительного механизма.

Для получения нагрузочной диаграммы исполнительного механизма следует исследовать типовые движения, совершаемые за счёт изменения угла в сочленении (в качестве примера можно привести поднятие-опускание человека на мысках, при этом в качестве линии опоры стопы о поверхность принимается крайняя точка стопы экзоскелета, что позволяет учитывать наименее благоприятный вариант нагружения, соответствующий максимальному плечу действия силы, а также ходьбу по лестнице, махи ногами и т.п.). Дальнейший расчёт следует вести, опираясь на данные, полученные из исследования движения, соответствующего наиболее тяжёлому режиму нагружения исполнительного механизма экзоскелета.

Задавшись гармоническим законом изменения угла $\varphi_{\text{нагр}}$ в сочленении, диапазоном изменения угла в сочленении от 140° до 230° , периодом колебаний 1.7 с, а также массой груза 200 кг, опуская промежуточные действия, получаем нагрузочную диаграмму следующего вида ($d\varphi_{\text{нагр}}$ - угловая скорость в сочленении, с^{-1} ; M - момент в сочленении, $\text{Н} \cdot \text{м}$):

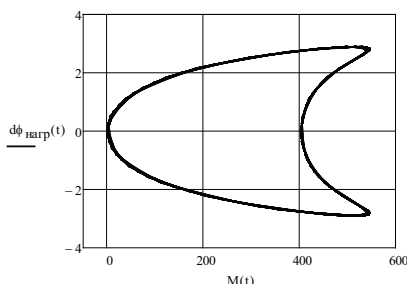


Рис. 16. Нагрузочная диаграмма исполнительного механизма

2.3 Построение внешней механической характеристики гидропривода с дроссельным управлением.

Используя полученную выше нагрузочную диаграмму исполнительного механизма, построим предварительную внешнюю характеристику гидропривода с дроссельным регулированием в соответствии с методикой и допущениями, изложенными в [2].

В координатах нагрузочной диаграммы исполнительного механизма внешняя механическая характеристика гидропривода с дроссельным управлением имеет вид параболы, описываемой уравнением следующего вида:

$$\varphi_{\text{нагр.внешн.}}(t) = \varphi_{\text{х.х.}} \cdot \sqrt{1 - \frac{M(t)}{M_t}}, \quad (3.1)$$

где $\varphi_{x.x.}$ - значение скорости холостого хода выходного звена исполнительного механизма, рад/с;

M_T - значение тормозного момента в сочленении, Н · м.

Варьируя значения $\varphi_{х.х.}$ и M_T , добиваемся характеристики, соответствующей минимальной мощности питающей установки (очевидно, площадь под графиком в этом случае должна быть минимальна). При этом необходимо следить за тем, чтобы подбираемая характеристика обеспечивала работоспособность исполнительного механизма, графически это выражается в том, что она расположена выше или касается механической характеристики исполнительного механизма.

Итак, рассмотрим несколько вариантов построения внешней механической характеристики гидропривода и выберем из них наилучший по критерию наименьшей потребляемой мощности:

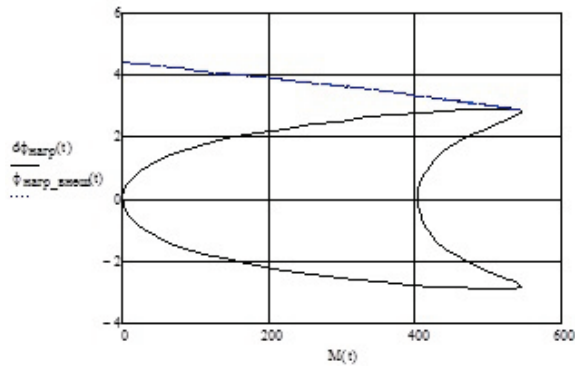


Рис. 17. Наилучший вариант по критерию минимального энергопотребления

2.4 Построение нагрузочной диаграммы гидропривода.

Построение нагрузочной диаграммы гидропривода проводится аналогично описанному в **п.2** процессу построения нагрузочной диаграммы исполнительного механизма на основе расчётной схемы следующего вида:

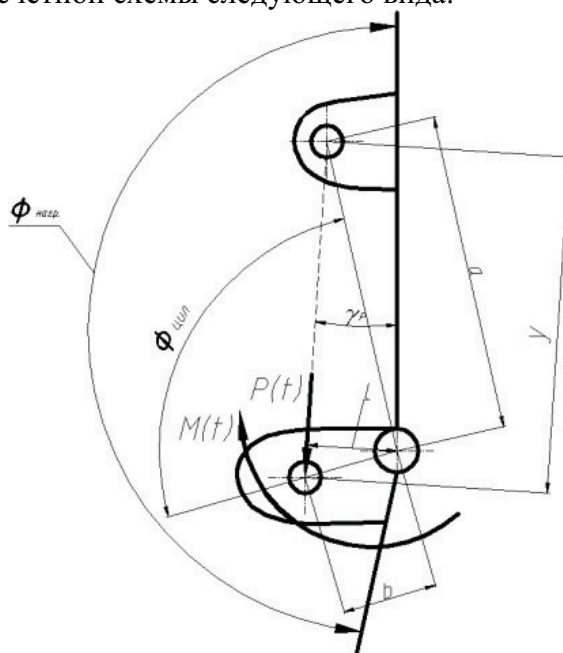


Рис. 18. Расчётная схема для определения нагрузочной диаграммы гидропривода

Здесь $P(t)$ - сила, развиваемая гидроцилиндром в момент времени t , Н;

l - плечо силы P относительно шарнира, т.е. перпендикуляр, опущенный из центра шарнира на линию действия силы, развиваемой гидроцилиндром, м;

a, b - расстояния от центров крепления гидроцилиндра до центра шарнира, м;

y - расстояние между центрами креплений гидроцилиндра, м;

γ_P - угол наклона линии действия силы P к вертикальной оси, проходящей через центр шарнира, рад;

$\varphi_{\text{цил}}$ - угол между прямыми, соединяющими центры крепления цилиндра и центр шарнира, рад;

$M(t)$ - момент в сочленении в момент времени t , Н · м.

Линия действия силы, развиваемой гидроцилиндром, обозначена пунктиром.

Замечание: на рис.18 показано, что силовые факторы (сила P и момент M) изменяются с течением времени, но, в то же время необходимо понимать, что параметры γ_P , y , $\varphi_{\text{цил}}$ и l также изменяются во времени, а размеры a и b остаются неизменными.

Итак, опуская процесс получения нагрузочной диаграммы гидропривода, окончательно получаем:

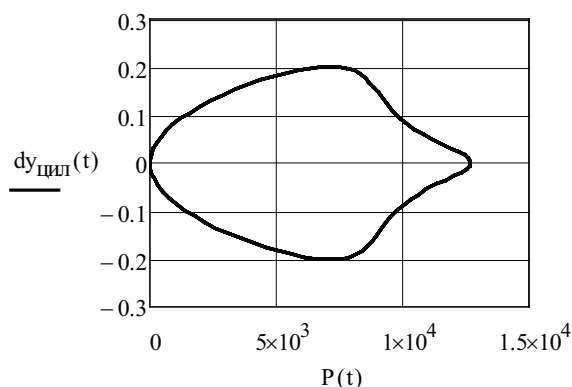


Рис. 19. Нагрузочная диаграмма гидропривода

Полученная нагрузочная диаграмма позволяет определить все параметры, необходимые для расчёта гидроцилиндра, указанные в п.2.3, кроме максимального перемещения y_{max} штока из одного крайнего положения в другое, которое определяется выбранными размерами креплений гидроцилиндра к исполнительному механизму и принятым значением диапазона изменения угла в сочленении $\varphi_{\text{нагр}}$.

3. Нахождение оптимальных параметров гидроцилиндра по критерию минимального веса.

Одной из ключевых особенностей расчёта гидроцилиндра в робототехнике является привлечение критерия минимума веса, что позволяет однозначно определить параметры силового гидроцилиндра. Минимизация веса гидроцилиндра приобретает в системах гидроприводов, используемых в робототехнике, особую значимость из-за расположения гидродвигателей на исполнительных органах. Следовательно, весовые показатели гидродвигателя существенным образом влияют на качество статических и динамических характеристик гидропривода. Методика нахождения оптимальных параметров гидроцилиндра с проходным штоком по критерию минимального веса описана в работе [2]. Опишем кратко процесс нахождения оптимальных параметров гидроцилиндра с дифференциальным поршнем.

Изобразим расчётную по весовому критерию схему гидроцилиндра с дифференциальным поршнем:

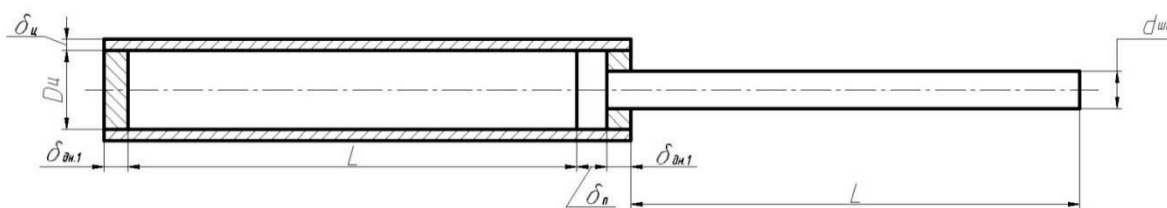


Рис. 20. Расчётная по весовому критерию схема гидроцилиндра с дифференциальным поршнем

Здесь:

$D_{ц}$ - диаметр поперечного сечения поршня, м;

$d_{шт}$ - диаметр поперечного сечения штока, м;

$L = y_{max}$ - ход поршня, т.е. максимальное перемещение выходного звена привода из одного крайнего положения в другое, м;

$\delta_{ц}$ - толщина гильзы гидроцилиндра, м;

$\delta_{дн.1}, \delta_{дн.2}$ - толщины днищ гидроцилиндра, м;

$\delta_{п}$ - длина поршня, м.

Вес гидроцилиндра определяется следующей суммой:

$$G_{г.д.} = G_{ж} + G_{ц} + G_{дн.1} + G_{дн.2} + G_{п} + G_{шт}, \quad (3.1)$$

где $G_{ж}$ - вес рабочей жидкости, $\gamma_{ж}$ - удельный вес рабочей жидкости,

$G_{ц}$ - вес цилиндра,

$G_{дн.1}, G_{дн.2}$ - вес днищ,

$G_{шт}$ - вес штока.

Найдём оптимальные по критерию минимального веса параметры гидроцилиндра. Для этого необходимо получить аналитические выражения для основных параметров гидроцилиндра и оптимизировать эти параметры согласно заданному критерию. Затем следует провести расчёт по полученным выражениям для определения оптимальных по критерию минимального веса параметров гидроцилиндра.

Итак, опуская промежуточные вычисления, окончательно получаем:

$$L_{\text{опт}} = \left(-6 \frac{K_{G1}}{K_{G2}} \right)^{\frac{4}{5}}, \quad (3.2)$$

Где

$$K_{G1} = \pi \gamma_{\text{ст}} \sqrt{\frac{A^3}{\pi^3 (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}})^3}} [8k_{\text{ц}} k_{\text{дн1}} + 8k_{\text{ц}} k_{\text{дн2}} + 8k_{\text{ц}} k_{\text{п}} + k_{\text{ц}}^2 k_{\text{дн1}} + 16k_{\text{ц}}^2 + 2k_{\text{дн1}} + 8 + 2k_{\text{п}}];$$

$$K_{G2} = -2 \frac{\pi \gamma_{\text{ст}}}{4} k_{\text{дн2}} \sqrt{\frac{4k_{\text{д}} (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}}) n_{\text{у}} \mu^2}{\pi^2 k_{\text{з}} E}} \cdot \sqrt{\frac{4A}{\pi (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}})}} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi (p_{\text{н}} - p_{\text{сл}})}}.$$

Определив оптимальную длину и округлив её до ближайшего большего значения $L_{\text{р}}$, установленного ГОСТ 6540-68, можно определить значения диаметра цилиндра $D_{\text{опт}}$ и штока $(d_{\text{шт}})_{\text{опт}}$, доставляющие минимум веса гидроцилиндра, которые также следует округлить до ближайших больших значений $D_{\text{р}}$ и $d_{\text{р}}$, установленных ГОСТ 12447-80.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе был показан процесс выбора кинематической структуры исполнительного механизма экзоскелета, расчёт параметров исполнительного гидроцилиндра экзоскелета исходя из требуемого режима нагружения, также были приведены результаты оптимизации гидроцилиндра с дифференциальным поршнем по критерию минимального веса, представляющей собой модификацию методики, указанной в [2].

При расчёте гидроцилиндров экзоскелета можно рекомендовать следующую последовательность действий:

1. анализ возможных типовых движений исполнительного механизма;
2. выбор наименее благоприятного варианта нагружения исполнительного механизма;
3. построение нагрузочных характеристик исполнительного механизма для всех видов типовых движений;

4. предварительное построение внешней механической характеристики гидропривода, оптимизированной по критерию минимального энергопотребления;
5. выбор параметров закрепления гидроцилиндра;
6. построение нагрузочной характеристики гидравлического привода;
7. корректирование параметров закрепления гидроцилиндра в случае необходимости;
8. построение нагрузочной характеристики гидропривода на основе скорректированных параметров закрепления гидроцилиндра;
9. оптимизация гидроцилиндра по критерию минимального веса.

Таким образом, очевидно, что особенности, подлежащие учёту при проектировании гидроцилиндров экзоскелета, в большей степени обоснованы массо-габаритными ограничениями, налагаемыми на конструкцию в силу её специфики, заключающейся в стремлении к максимально возможной мобильности и автономности.

Список литературы

1. А.К.Ковальчук, Б.Б.Кулаков, Д.Б.Кулаков, С.Е.Семёнов, В.В.Яроц: “Основы теории исполнительных механизмов шагающих роботов”. М.: изд-во “Рудомино”, 2010г. 170 с., ил.
2. А.К.Ковальчук: Методические указания к выполнению домашнего задания по курсу “Динамика гидро- и пневмоприводов”. М.: изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1986 г.
3. Д.Н.Попов: “Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем”, учебник для ВУЗов.-2-е изд. Переработанное и дополненное.-М.: Машиностроение, 1987г.-464с. с ил.
4. Д.Н. Попов: “Расчёт и проектирование следящего электрогидравлического привода с дроссельным регулированием”, М.: изд. МГТУ, 1990г.
5. Д.Н. Попов: “Механика гидро- и пневмосистем”, учеб. Для ВУЗов, издание 2. М.: изд. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2002г.